

Расчетно-теоретическое и экспериментальное исследование кавитационных характеристик шибберных запорно-регулирующих устройств с многоступенчатым дросселированием

В.З. Муфтахов¹, И.Р. Чиняев², А.В. Фоминых^{2,3}, А.В. Чернышев⁴

¹ ФГБОУ ВО «Нижевартовский государственный университет»

² ООО Научно-производственная фирма «МКТ-АСДМ»

³ ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет»

⁴ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Design-theoretical and experimental study of cavitation characteristics of the gate shut-off and control devices with multi-stage throttling

V.Z. Muftakhov¹, I. R. Chinyayev², A.V. Fominykh^{2,3}, A.V. Chernyshev⁴

¹ Nizhnevartovsk State University

² LLC Scientific Production Company "MKT-ASDM"

³ Kurgan State University

⁴ Bauman Moscow State Technical University

Уменьшение или увеличение давления и скорости потока рабочей среды в гидравлических системах вызывает кавитацию, вибрацию, шум и разрушение материала. Основной причиной нежелательных явлений, возникающих при работе трубопроводной арматуры, является высокая скорость рабочей среды в узком сечении между регулирующими элементами и их седлами. Применение многоступенчатого дросселирования позволяет уменьшить этот параметр в затворе и после него, расположить место схлопывания кавитационных пузырьков в потоке. В затвор трубопроводной арматуры введен конструктивный элемент, определяющий процесс тонкого регулирования и поле скоростей рабочей среды, в котором ее частицы, движущиеся после затвора с максимальной скоростью, расположены в толще потока, а вектор скоростей этих частиц параллелен оси выходного патрубка корпуса трубопроводной арматуры. Одной из важных задач при проектировании регулирующих устройств является определение кавитационных характеристик. Приведены результаты расчетно-теоретического и экспериментального исследований по определению гидравлических и кавитационных характеристик шибберного запорно-регулирующего устройства с многоступенчатым дросселированием. Экспериментальное значение коэффициента кавитации одной дроссельной пластины составило 0,584, трех — 0,735, при этом скорость рабочей среды за пластинами уменьшилась в 1,37 раза.

Ключевые слова: трубопроводная арматура, многоступенчатое дросселирование, гидравлические характеристики, кавитационные характеристики

Decrease and increase in the working fluid pressure and flow rate in hydraulic systems cause cavitation, vibration, noise and material destruction. The main reason for all the undesirable phenomena arising in operation of the pipeline fittings is the working medium speed in the narrow section between the control elements and their seats. Using the

multi-stage throttling makes it possible to reduce this parameter in the valve and behind it and position the place, where cavitation bubbles collapse, in the flow. A structural element is introduced into the pipeline fittings valve. It determines the working medium speed fine regulation and field, where its particles are moving behind the valve at the maximum speed in the flow thickness. These particles speed vector is parallel to the axis of the outlet pipe of the pipeline fittings body. One of the important tasks in designing the control devices is determination of the cavitation characteristics. The paper presents results of design-theoretical and experimental studies to determine hydraulic and cavitation characteristics of the gate shut-off and control device with the multi-stage throttling. Experimental value of the cavitation coefficient for one throttle plate was 0.584, and for three plates — 0.735, while the working medium speed behind the plates decreased by 1.37 times.

Keywords: pipeline fittings, multi-stage throttling, hydraulic characteristics, cavitation characteristics

В нефтегазодобывающей промышленности растет спрос на трубопроводную арматуру [1–5]. Уменьшение или увеличение давления и скорости потока рабочей среды (РС) в гидравлических системах вызывает кавитацию, вибрацию, шум и разрушение материала [6–8]. Основной причиной нежелательных явлений, возникающих при работе трубопроводной арматуры, является высокая скорость РС в узком сечении между регулирующими элементами и их седлами. Применение многоступенчатого дросселирования позволяет снизить скорость РС в затворе и после него, расположить место схлопывания кавитационных пузырьков в потоке [4].

Цель исследования — разработка шибберного запорно-регулирующего устройства (ШЗРУ) с требуемыми пропускной характеристикой, кавитационными, вибрационными и шумовыми показателями с применением многоступенчатого дроссельного узла в затворе.

Схема (продольный разрез) ШЗРУ с тремя дроссельными пластинами (ДП) в выходном седле приведена на рис. 1, а [9], схема пакета ДП — на рис. 1, б, а схемы первой и второй ДП со стороны входа РС — на рис. 1, в и г.

ШЗРУ содержит корпус 5, входной 2 и выходной 7 патрубки, в которых установлены входное 1 и выходное 8 седла. Последнее состоит из пакета первой 10, второй 9 и третьей 6 пластин, соединенных болтами 12. Первая ДП, выполняющая функцию плоской стенки выходного седла, взаимодействует с шиббером 3, управляемым шпинделем 4. В каждой ДП выполнены горизонтальные каналы — сплошные 11 или прерывистые 13.

Все ДП имеют десять рядов каналов (см. рис. 1, б). По высоте каналы расположены

так, что очередной из них открывается полностью при соответствующем ходе шиббера, при котором определяют пропускную способность ШЗРУ в соответствии с ГОСТ 34417–2018 (Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик). Габаритные размеры и профиль каждого ряда каналов в ДП получают расчетом исходя из требуемой пропускной способности каждого из них на основе суммарного коэффициента сопротивления всех ДП.

Работа ШЗРУ в режиме регулирования. Шиббер под управлением шпинделя движется вверх. После прохождения нижним плоским торцом шиббера первого (нижнего) канала 11 в первой пластине начинается регулирование РС. При ходе шиббера $h = 0,1$ первый (нижний) ряд каналов полностью открыт, и обеспечивается требуемая пропускная способность ШЗРУ. По мере открытия шиббером остальных рядов происходит увеличение пропускной способности в соответствии с требуемой пропускной характеристикой.

Изменением от первой ДП ко второй и далее к третьей ДП формы и размеров каналов 11 и 13 (см. рис. 1, в, г) достигаются требуемые значения коэффициентов сопротивления всех рядов каналов, что обеспечивает уменьшение скорости потока РС по сравнению с таковой при одноступенчатом дросселировании, требуемые кавитационные и шумовые характеристики ШЗРУ во всем диапазоне хода шиббера при всех перепадах давления и расходах РС.

При численных исследованиях приняты следующие допущения: РС подчиняется закону вязкого трения; режим течения РС — установившийся, стационарный с учетом кавитации [10–13]; отсутствует теплообмен между внешней

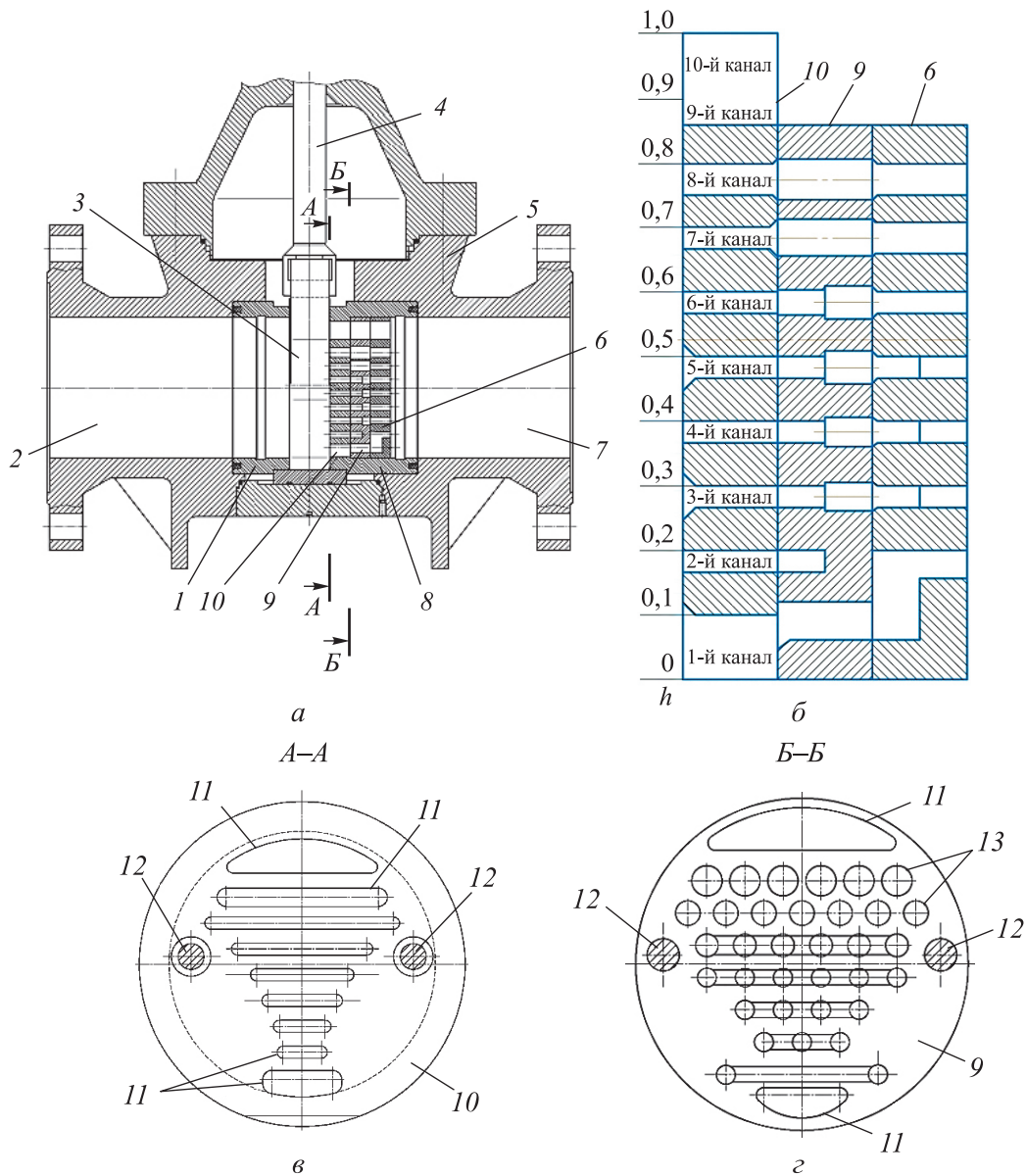


Рис. 1. Схемы:
 а — ШЗРУ с тремя ДП в выходном седле; б — пакета ДП;
 в и г — первой и второй ДП со стороны входа РС

средой и РС; шероховатость всех поверхностей проточной части расчетной области равна 50 мкм; нет учета допустимого разброса размеров деталей.

В основу математической модели положены граничные условия (давление РС на входе в ШЗРУ p_1 и на выходе из него p_2 , перепад которых $\Delta p = p_1 - p_2$) и система дифференциальных уравнений в частных производных [14–20]:

- уравнение неразрывности потока РС

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0;$$

- закон сохранения количества движения РС

$$\frac{\partial p}{\partial t} u_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i,$$

где p — давление РС, Па; t — время, с; ρ — плотность РС, кг/м³; u_i и u_j — проекции вектора скорости на ось x_i и x_j , м/с; τ_{ij} — тензор напряжений для вязкой жидкости (в состав выражения для тензора входят динамическая вязкость и коэффициент динамического сопротивления), Н/м²; S_i — источник объемных и поверхностных сил, Н/м³.

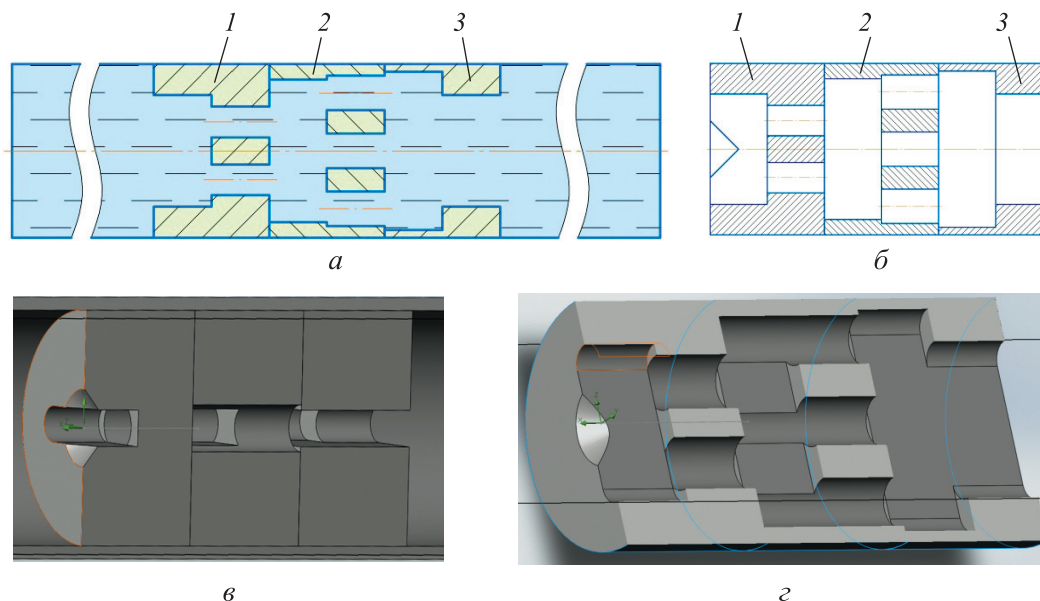


Рис. 2. Схемы расчета (а), разреза (б), поперечного (в) и продольного разрезов (з) третьего канала:
1, 2 и 3 — первая, вторая и третья ДП соответственно

Трехмерное нестационарное движение вязкой несжимаемой жидкости описывается уравнениями Навье — Стокса и неразрывности

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_1 \frac{\partial v_i}{\partial x} + v_2 \frac{\partial v_i}{\partial y} + v_3 \frac{\partial v_i}{\partial z} = -\nabla_i P + \nu \left(\frac{\partial^2 v_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_i}{\partial z^2} \right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial v_2}{\partial y} + \frac{\partial v_3}{\partial z} = 0, \quad i = 1, 2, 3,$$

где x, y, z — декартовы координаты; v_1, v_2, v_3 — компоненты скорости течения потока РС; P — давление, отнесенное к постоянной плотности и включающее в себя потенциал массовых сил; ν — коэффициент кинематической вязкости.

В уравнении (1):

$$\nabla_1 P = \partial P / \partial x; \quad \nabla_2 P = \partial P / \partial y; \quad \nabla_3 P = \partial P / \partial z.$$

Критериями кавитации являются [5, 6] ее коэффициент k_c , используемый для расчета допустимого перепада давления, при котором обеспечивается бескавитационный режим работы ШЗРУ, и коэффициент критического перепада давления k_m .

Расчет по одному каналу позволит точнее моделировать каналы и сократить время на вычисления. Зная пропускную способность каждого канала, можно определить пропускную характеристику. На рис. 2 приведены схемы

расчета и разрезов третьего канала, показанного на рис. 1, б.

Диаметры входного и выходного патрубков одинаковые и равны 45 мм. При расчете применена модель равновесной кавитации. В модели приняты следующие допущения и ограничения: процесс кавитации жидкой фазы протекает равновесно; использована гомогенная модель двухфазной среды; скорости и температуры компонент газовой смеси (состоящей из пара и растворенного неконденсируемого газа) и жидкой фазы имеют одинаковые значения; в зоне фазового перехода температура РС должна находиться в диапазоне $280,15 \text{ K} < T < 583,15 \text{ K}$, а давление РС — $103 \text{ Па} < p < 107 \text{ Па}$; газовая фаза содержит растворенный газ, в качестве которого выбран воздух; массовая доля растворенного газа составляет 10^{-4} , допустимая объемная доля пара в двухфазной смеси — не более 0,95.

Результаты численного исследования кавитации в ШЗРУ с многоступенчатым дросселированием и их обсуждение. Результаты численного исследования течения РС через канал показаны на рис. 3.

Как видно из рис. 3, струи после ДП не касаются стенок выходного патрубка. При этом кавитационные пузырьки, образовавшиеся в узком сечении, будут схлопываться за ДП в потоке, не разрушая стенки.

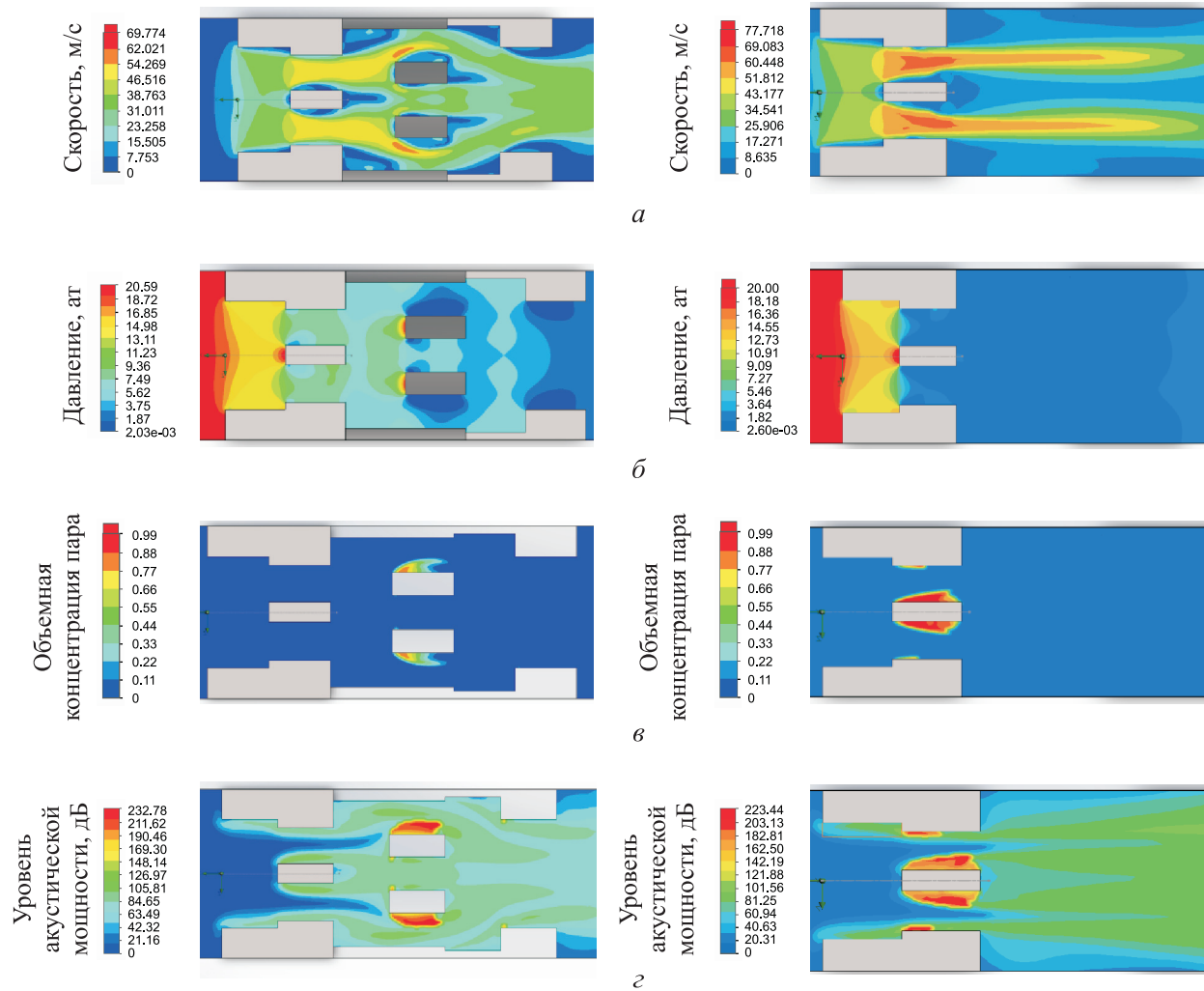


Рис. 3. Поля скорости течения РС (а), давления РС (б), объемной концентрации пара (в) и уровня акустической мощности в трех ДП (слева) и одной первой ДП (справа) при давлениях РС $p_1 = 2,0$ МПа и $p_2 = 0,3$ МПа

Экспериментальные гидравлические и кавитационные характеристики получены на аттестованном стенде «Гидрокольцо» в ООО Научно-производственная фирма «МКТ-АСДМ» [21, 22]. При экспериментах каждое значение давления РС p_1 поддерживалось постоянным при абсолютных значениях 1,1; 1,6 и 2,1 МПа (избыточном давлении 10; 15 и 20 кг/см²), а перепад давления увеличивался ступенчато уменьшением p_2 до минимального значения.

Для сравнения на рис. 4, а и б приведены экспериментальные и расчетные зависимости расхода РС Q через одну (первую) ДП и три ДП от квадратного корня из перепада давления РС $\sqrt{\Delta p}$ при давлении на входе в ШЗРУ $p_1 = 1,1, 1,6$ и 2,1 МПа.

Координаты точек начала отклонения от линейной зависимости $Q = f(\sqrt{\Delta p})$ определяли

с помощью рис. 4, а и б. Перепад давления начала отклонения расходной характеристики вычисляли как

$$\Delta p_c = \sqrt{(\Delta p)^2}.$$

Коэффициент кавитации рассчитывали по формуле

$$k_c = \frac{\Delta p_c}{p_1 - p_{н.п}},$$

где $p_{н.п}$ — давление насыщенного пара, Па.

Расчетные и экспериментальные значения коэффициента кавитации одной (первой) ДП и трех ДП при различных значениях давления РС на входе в ШЗРУ p_1 приведены в таблице.

Из таблицы следует, что для одной (первой) ДП расчетные и экспериментальные средние значения коэффициента кавитации канала со-

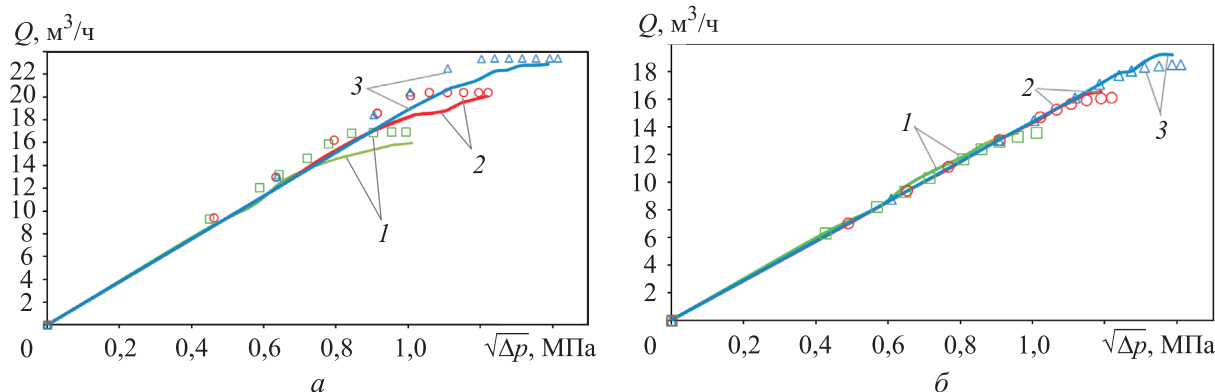


Рис. 4. Экспериментальные (точки) и расчетные (кривые) зависимости расхода РС Q через одну (первую) ДП (а) и три ДП (б) от квадратного корня из перепада давления РС $\sqrt{\Delta p}$ при давлении на входе в ШЗРУ $p_1 = 1,1$ (1), 1,6 (2) и 2,1 МПа (3)

Значения коэффициента кавитации при различных значениях давления РС на входе в ШЗРУ

p_1 , МПа	$\sqrt{\Delta p}$, МПа	Δp_c , МПа	k_c
<i>Для одной (первой) ДП</i>			
1,1	0,851/0,775	0,725/0,601	0,727/0,601
1,6	0,922/0,902	0,851/0,813	0,567/0,542
2,1	1,018/1,109	1,036/1,231	0,518/0,608
<i>Для трех ДП</i>			
1,1	0,938/0,858	0,880/0,738	0,868/0,713
1,6	1,082/1,066	1,170/1,136	0,748/0,741
2,1	1,241/1,239	1,540/1,535	0,659/0,752

Примечание. В числителе дроби указаны расчетные значения, в знаменателе — экспериментальные.

ставили 0,604 и 0,758, а для трех ДП — 0,583 и 0,735 соответственно. Таким образом, отклонение расчетных значений кавитационных характеристик от экспериментальных составляет $\pm 10\%$, при этом скорость течения РС за одной ДП в 1,37 раза больше, чем за тремя ДП.

Выводы

1. Разработано ШЗРУ с многоступенчатым дроссельным узлом в затворе.

2. По результатам исследования установлено, что расчетные значения гидравлических и кавитационных характеристик ШЗРУ с ДП отличаются от экспериментальных не более чем на $\pm 10\%$.

3. Экспериментальное значение коэффициента кавитации канала одной ДП составило 0,583, а трех — 0,735, при этом скорость течения РС за тремя ДП в 1,37 раза меньше, чем за одной ДП.

Литература

[1] Мориц М. Импортзамещающая сводка: расширение производственных возможностей. *Вестник арматуростроителя*, 2022, № 6, с. 62–65.
 [2] Друзина И. Экспертное мнение о рынке трубопроводной арматуры. *Вестник арматуростроителя*, 2022, № 6, с. 56–57.
 [3] Афанасьева О.В., Бакулина А.А., Коркунов С.Б. Перспективы развития российского арматуростроения в современных экономических условиях. *Газовая промышленность*, 2020, № 6, с. 70–73.
 [4] Чиняев И.Р., Шанаурин А.Л., Фоминых А.В. *Управление потоками жидкостей и газов. Ч. 1. Шибберные запорно-регулирующие устройства*. Курган, Изд-во КГУ, 2022. 248 с.

- [5] Бауманн Х.Д. Конструкции и применение. Будущие тенденции в регулирующей арматуре. *Арматуростроение*, 2022, № 3, с. 34–35.
- [6] Барышников В.В., Терехов Е.А. Кавитация и кавитационный износ регулирующей арматуры. *Молодой ученый*, 2023, № 37, с. 14–16.
- [7] Zhu M., Zhao S., Li J. et al. Computational fluid dynamics and experimental analysis on flow rate and torques of a servo direct drive rotary control valve. *Proc. Inst. Mech. Eng. C. J. Mech. Eng. Sci.*, 2018, vol. 233, no. 1, pp. 213–226, doi: <https://doi.org/10.1177/0954406218756449>
- [8] Кулагин В.А., Соколов Н.Ю. Кавитация в элементах запорной арматуры трубопроводных систем. *Вестник СибФУ. Инженерия и технологии*, 2014, № 7, с. 872–880.
- [9] Махов А.А., Муфтахов В.З., Фоминых А.В. и др. *Шибберное запорно-регулирующее устройство*. Патент РФ 217661. Заявл. 27.04.2022, опубл. 11.04.2023.
- [10] Воробьева В.М. Компьютерное моделирование кавитации в клиновой задвижке в среде ANSYS FLUENT. *StudArctic Forum*, 2023, т. 8, № 2, с. 36–41.
- [11] Исаенко И.И., Махнов А.В., Смирнов Е.М. и др. Моделирование кавитации в высокоскоростных течениях в каналах. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки*, 2018, т. 11, № 1, с. 55–65, doi: <https://doi.org/10.18721/JPM.11106>
- [12] Капранова А.Б., Лебедев А.Е., Мельцер А.М. и др. О Способах оценки критических параметров кавитации в регулирующих органах при транспортировании рабочих сред. *Фундаментальные исследования*, 2016, № 3, с. 488–494.
- [13] Сверчков А.М., Сумской С.И. Учет кавитационных явлений при моделировании течений в магистральных трубопроводах. *Безопасность труда в промышленности*, 2020, № 11, с. 7–14, doi: <https://doi.org/10.24000/0409-2961-2020-11-7-14>
- [14] Власюк П.Э., Чернышев А.В., Чиняев И.Р. и др. Расчетно-теоретическое исследование режимов течения рабочей среды в шибберной задвижке для технологических линий нефтегазодобывающей промышленности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 5, с. 43–51, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-5-43-51>
- [15] Власюк П.Э., Чернышев А.В., Чиняев И.Р. и др. Расчет пропускной способности шибберной задвижки для технологических линий нефтегазодобывающей промышленности. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2022, № 2, с. 37–39.
- [16] Малов Д.А., Чернышев А.В. Увеличение пропускной способности и диапазона регулирования проходного клапана. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2023, № 1, с. 25–27.
- [17] Малов Д.А., Чернышев А.В., Слободов Е.Б. Метод определения пропускной способности запорной арматуры. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 66–75, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75>
- [18] Игнатьева Т.Ю., Горобченко С.Л., Ковалев Д.А. Модель поведения регулирующего клапана. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2023, № 1, с. 12–15.
- [19] Wu H., Li J.Y., Gao Z.X. Flow Characteristics and stress analysis of a parallel gate valve. *Processes*, 2019, vol. 7, no. 11, art. 803, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7110803>
- [20] Liu P., Liu Y., Huang Z. et al. Design optimization for subsea gate valve based on combined analyses of fluid characteristics and sensitivity. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2019, vol. 182, art. 106277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106277>
- [21] Fominykh A., Chinyaev I., Telminov A. et al. Development of a method for determining the specific pressures on the sealing fields of slide valves. *AIP Conf. Proc.*, 2022, vol. 2503, no. 1, art. 050062, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0099962>
- [22] Чиняев И.Р., Фоминых А.В., Пошивалов Е.А. и др. Определение пропускной характеристики задвижки шибберной запорно-регулирующей. *Экспозиция Нефть Газ*, 2015, № 2, с. 38–40.

References

- [1] Morits M. Import-substitution summary: expansion of production possibilities. *Vestnik armaturostroitel'ya*, 2022, no. 6, pp. 62–65. (In Russ.).
- [2] Druzina I. Expert opinion on the market of pipeline valves. *Vestnik armaturostroitel'ya*, 2022, no. 6, pp. 56–57. (In Russ.).

- [3] Afanasyeva O.V., Bakulina A.A., Korkunov S.B. Prospects for development of the Russian valve industry in the current economic environment. *Gazovaya promyshlennost* [Gas Industry], 2020, no. 6, pp. 70–73. (In Russ.).
- [4] Chinyaev I.R., Shanaurin A.L., Fominykh A.V. *Upravlenie potokami zhidkostey i gazov*. Ch. 1. *Shibernye zaporno-reguliruyushchie ustroystva* [Flow control of liquids and gases. P. 1. Gauge shut-off and control devices]. Kurgan, Izd-vo KGU Publ., 2022. 248 p. (In Russ.).
- [5] Baumann H.D. Designs and applications. Future trends in control valves. *Armaturostroenie*, 2022, no. 3, pp. 34–35. (In Russ.).
- [6] Baryshnikov V.V., Terekhov E.A. Cavitation and cavitation wear of control valves. *Molodoy uchenyy* [Young Scientist], 2023, no. 37, pp. 14–16. (In Russ.).
- [7] Zhu M., Zhao S., Li J. et al. Computational fluid dynamics and experimental analysis on flow rate and torques of a servo direct drive rotary control valve. *Proc. Inst. Mech. Eng. C. J. Mech. Eng. Sci.*, 2018, vol. 233, no. 1, pp. 213–226, doi: <https://doi.org/10.1177/0954406218756449>
- [8] Kulagin V.A., Sokolov N.Yu. Cavitation shutoff elements pipeline systems. *Vestnik SibFU. Inzheneriya i tekhnologii* [Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies], 2014, no. 7, pp. 872–880. (In Russ.).
- [9] Makhov A.A., Muftakhov V.Z., Fominykh A.V. et al. *Shibernoje zaporno-reguliruyushchee ustroystvo* [Shut-off and regulating device]. Patent RU 217661. Appl. 27.04.2022, publ. 11.04.2023. (In Russ.).
- [10] Vorobyeva V.M. Computer simulation of cavitation in a wedge gate valve in the ANSYS FLUENT environment. *StudArctic Forum*, 2023, vol. 8, no. 2, pp. 36–41. (In Russ.).
- [11] Isaenko I.I., Makhnov A.V., Smirnov E.M. et al. Simulation of high-speed cavitating flows in channels. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Fiziko-matematicheskie nauki* [St. Petersburg Polytechnic University Journal - Physics and Mathematics], 2018, vol. 11, no. 1, pp. 55–65, doi: <https://doi.org/10.18721/JPM.11106> (in Russ.).
- [12] Kapranova A.B., Lebedev A.E., Meltser A.M. et al. On the way to assess critical parameters cavitation in transport regulators in the working environment. *Fundamentalnye issledovaniya* [Fundamental Research], 2016, no. 3, pp. 488–494. (In Russ.).
- [13] Sverchkov A.M., Sums koy S.I. Recording of the cavitation phenomena when modeling flows in the trunk pipelines. *Bezopasnost truda v promyshlennosti* [Occupational Safety in Industry], 2020, no. 11, pp. 7–14, doi: <https://doi.org/10.24000/0409-2961-2020-11-7-14> (in Russ.).
- [14] Vlasyuk P.E., Chernyshev A.V., Chinyaev I.R. et al. Calculation and theoretical study of regimes of the working medium flow in a slide gate valve for technological lines in the oil and gas industry. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 5, pp. 43–51, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-5-43-51> (in Russ.).
- [15] Vlasyuk P.E., Chernyshev A.V., Chinyaev I.R. et al. Calculation of flow capacity of gate valve for technological lines of oil and gas production industry. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2022, no. 2, pp. 37–39. (In Russ.).
- [16] Malov D.A., Chernyshev A.V. Increase of throughput capacity and regulation range of the passage valve. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2023, no. 1, pp. 25–27. (In Russ.).
- [17] Malov D.A., Chernyshev A.V., Slobodov E.B. Shut-off valve throughput capacity. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 3, pp. 66–75, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75> (in Russ.).
- [18] Ignatyeva T.Yu., Gorobchenko S.L., Kovalev D.A. Behavioural model of the control valve. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2023, no. 1, pp. 12–15. (In Russ.).
- [19] Wu H., Li J.Y., Gao Z.X. Flow Characteristics and stress analysis of a parallel gate valve. *Processes*, 2019, vol. 7, no. 11, art. 803, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7110803>
- [20] Liu P., Liu Y., Huang Z. et al. Design optimization for subsea gate valve based on combined analyses of fluid characteristics and sensitivity. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2019, vol. 182, art. 106277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106277>

- [21] Fominykh A., Chinyayev I., Telminov A. et al. Development of a method for determining the specific pressures on the sealing fields of slide valves. *AIP Conf. Proc.*, 2022, vol. 2503, no. 1, art. 050062, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0099962>
- [22] Chinyayev I.R., Fominykh A.V., Poshivalov E.A. et al. The throughput ability of shutoff and control valves. *Ekspozitsiya Neft Gaz [Exposition Oil Gas]*, 2015, no. 2, pp. 38–40. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.11.2023

Информация об авторах

МУФТАХОВ Вадим Зирякович — старший преподаватель кафедры «Нефтегазовое дело». ФГБОУ ВО «Нижневартовский государственный университет» (628605, Нижневартовск, Российская Федерация, ул. Ленина, д. 56, e-mail: muftahovvz@gmail.com).

ЧИНЯЕВ Ильгиз Рашитович — кандидат технических наук, директор ООО научно-производственной фирмы «МКТ-АСДМ» (64000, Курган, Российская Федерация, ул. Набережная, д. 2а, e-mail: ruk_mkt@mail.ru).

ФОМИНЫХ Александр Васильевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Механизация и электрификация сельского хозяйства». ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет»; начальник научно-испытательной лаборатории. ООО Научно-производственная фирма «МКТ-АСДМ» (64000, Курган, Российская Федерация, ул. Набережная, д. 2а, e-mail: prof_fav@mail.ru).

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

Information about the authors

MUFTAKHOV Vadim Ziryakovich — Senior Lecturer, Department of Oil and Gas Engineering. Nizhnevartovsk State University (628605, Nizhnevartovsk, Russian Federation, Lenin St., 56 e-mail: muftahovvz@gmail.com).

CHINYAEV Ilgiz Rashitovich — Candidate of Science (Eng.), Director LLC Scientific Production Company “MKT-ASDM” (64000, Kurgan, Russian Federation, Naberezhnaya St., Bldg. 2a, e-mail: ruk_mkt@mail.ru).

FOMINYKH Alexander Vasilyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Department of Mechanization and Electrification of Agriculture. Kurgan State University; Head of the Research and Testing Laboratory; LLC Scientific Production Company “MKT-ASDM” (64000, Kurgan, Russian Federation, Naberezhnaya St., Bldg. 2a, e-mail: prof_fav@mail.ru).

CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Муфтахов В.З., Чиняев И.Р., Фоминых А.В., Чернышев А.В. Расчетно-теоретическое и экспериментальное исследования кавитационных характеристик шибберных запорно-регулирующих устройств с многоступенчатым дросселированием. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 68–76, doi: [10.18698/0536-1044-2024-01-68-76](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2024-01-68-76)

Please cite this article in English as:

Muftakhov V.Z., Chinyayev I. R., Fominykh A.V., Chernyshev A.V. Design-theoretical and experimental study of cavitation characteristics of the gate shut-off and control devices with multi-stage throttling. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 1, pp. 68–76, doi: [10.18698/0536-1044-2024-01-68-76](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2024-01-68-76)

УДК 621.822.2: 519.63

doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-77-89

Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения

Н.В. Соколов¹, П.Е. Федотов²¹ Казанский национальный исследовательский технологический университет² Институт вычислительной математики и информационных технологий

Heat flow pattern of the plain thrust bearing

N.V. Sokolov¹, P.E. Fedotov²¹ Kazan National Research Technological University² Institute of Computational Mathematics and Information Technologies

С помощью разработанной программы Sm2Px3Tхт получена картина распределения тепловых потоков в среднем сечении рабочей подушки, смазочного и пограничного слоев и упорного диска, являющихся конструктивными элементами упорного подшипника скольжения. Описаны основы периодического термоупругогидродинамического математического моделирования, теплового баланса и физических процессов функционирования упорного подшипника в рабочем режиме. Выполнено сравнение конвективного и кондуктивного тепловых потоков подшипника при изменении частоты вращения диска и высоты рабочего зазора. Выявлена необходимость учета теплообмена рабочего объема смазки с границами подушки и упорного диска при моделировании подшипника скольжения.

Ключевые слова: упорный подшипник, смазочный слой, неподвижная подушка, упорный диск, тепловой поток, конвективный теплообмен

The developed Sm2Px3Tхт program was used to obtain the heat flow distribution pattern in the working cushion middle section, lubricating and boundary layers and the thrust disc, which are structural elements of the plain thrust bearing with fixed cushions of the centrifugal or screw compressor. The paper provides fundamental description of the periodic thermoelastic hydrodynamic mathematical simulation, thermal balance and physical processes in the thrust bearing operation mode. The bearing convective and conductive heat flows were compared at alteration of the disk rotation speed and the working load height. The need was identified to take into account heat exchange between the lubricant working volume and the pad and disk boundaries in simulating the plain bearing.

Keywords: thrust bearing, lubricating layer, fixed pad, thrust disc, heat flow, convective heat transfer

Упорные подшипники скольжения (УПС) с неподвижными подушками (НП) получили широкое применение в компрессорном оборудовании для уменьшения трения и износа между статорными и подвижными частями конструкции, восприятия осевых нагрузок и/или осевой фиксации роторов в процессе работы, в том числе при переходных режимах. Их отличают малые габаритные размеры, простота изготовления и удобство при техническом обслуживании.

Классическая конструкция УПС состоит из двух элементов (рис. 1): цельного подпятника с профилированной фиксированной рабочей поверхностью и упорного диска (УД) 6, передающего осевую нагрузку от ротора 7 к статору компрессора [1]. УД ротора, представляющий собой вращающуюся с заданной частотой гладкую поверхность определенной толщины, является единственным элементом, передающим энергию смазочному слою.